



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

DIFERENCIÁLNÍ KLADKOSTROJ

DIFFERENTIAL TACKLE

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Jakub Pavliš

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.

BRNO 2016

Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Jakub Pavliš**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Stavba strojů a zařízení
Vedoucí práce: **doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.**
Akademický rok: 2015/16

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Diferenciální kladkostroj

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Návrh samosvorného diferenciálního kladkostroje včetně nosné konstrukce dle zadaných parametrů.
Výška zdvihu 5 200 mm.
Nosnost zvolte maximální možnou při obsluze jednou osobou.

Cíle bakalářské práce:

Navrhnout samosvorný diferenciální kladkostroj s posouzením mezí bezpečnosti samosvornosti.
Provést důležité pevnostní výpočty.
Vypracovat řešeršní a technickou zprávu.
Nakreslit sestavný výkres zařízení včetně důležitých detailů.

Seznam literatury:

- Shigley, J.E., Mischke, Ch.R., Budynas, R.G. (2010): Konstruování strojních součástí. ISBN 978-8-214-2629-0.
- Gere, J.M., Timoshenko S.P. (1989): Mechanics of materials. Chapman and Hall. Third SI Edition. ISBN 55-503-79.
- Bigoš, P., Kuřka, J., Kopas, M., Mantič, M. (2012): Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení. TU v Košiciach. ISBN 978-80-553-1187-6.
- Jančík, L. (2004): Části a mechanismy strojů. ČVUT Praha.
- Klimeš, P. (2003): Části a mechanismy strojů I, II. VUT v Brně.

Julina, M., Řeřábek, A. (2000): Mechanika statika pro školu a praxi. Scientia s.r.o. Praha. ISBN 80-7183-188-3.

Janíček, P., Ondráček, E., Vrbka, J. (1992): Pružnost a pevnost. VUT v Brně.

Gajdůšek, J., Škopán, M. (1988): Teorie dopravních a manipulačních zařízení. Skripta VUT v Brně.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2015/16

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty



ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se zabývá návrhem a výpočtem samosvorného diferenciálního kladkostroje s ručním pohonem. Maximální nosnost je 670kg a výška zdvihu 5200mm. Práce obsahuje vývoj diferenciálního kladkostroje a popis konstrukce Westonova diferenciálního kladkostroje. Dále teoretický výpočet a výpočet zvolené konstrukce, který zahrnuje výpočet řetězu, řetězových kol, nosné konstrukce a posouzení meze samosvornosti. K práci je přiložen sestavný výkres kladkostroje.

KLÍČOVÁ SLOVA

diferenciální kladkostroj, řetězová kladka, kladnice, samosvornost

ABSTRACT

This bachelor's thesis deals with the proposal and calculation of self-locking differential tackle with hand drive. Maximum lift capacity is 670kg and lift 5,2m. It includes evolution of differential tackles and description of the structure Weston's differential tackle. Next theoretical calculation and the calculation of chosen construction, which involves the calculation of chain, sprockets, supporting structure and assessment of limits of self-locking. Drawing documentation is included in this thesis.

KEYWORDS

differential tackle, sprocket, pulley, self-locking

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

PAVLIŠ, J. *Diferenciální kladkostroj*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 55 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. Jiřího Maláška, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 27. května 2016

.....

Jakub Pavliš



PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu mé bakalářské práce panu doc. Ing. Jiřímu Maláškovi, Ph.D. za vstřícnost, cenné rady a připomínky při psaní práce. Dále bych chtěl poděkovat svým rodičům a nejbližším za velkou podporu během studia.

OBSAH

Úvod	11
1 Cíle bakalářské práce	12
2 Kladkostroje	13
2.1 Dělení kladkostrojů	13
2.2 Vývoj	13
2.3 Konstrukce Westonova diferenciálního kladkostroje	14
2.4 Princip	15
3 Teoretický návrh kladkostroje	16
3.1 Maximální ovládací síla	16
3.2 Teoretická účinnost horní dvojité kladky	16
3.2.1 Zvolená účinnost	16
3.2.2 Vypočtená účinnost	16
3.2.3 Celková účinnost	17
3.3 Roztečný průměr řetězového kola	17
3.4 Teoretická tíha břemene	17
3.5 Teoretická hmotnost břemene	18
3.6 Efektivnost zvedání břemene	18
3.7 Vliv parametrů na nosnost kladkostroje	18
3.7.1 Volba teoretického řetězu	18
3.7.2 Volba počtu zubů	18
3.7.3 Závislost parametrů kladkostroje na nosnosti při volené účinnosti	19
3.7.4 Závislost parametrů kladkostroje na nosnosti při vypočtené účinnosti	19
4 Výpočet kladkostroje	21
4.1 Volba řetězu	21
4.2 Rozměry řetězových kol	21
4.2.1 Větší řetězové kolo	22
4.2.2 Menší řetězové kolo	24
4.3 Výpočet dolní kladky	27
4.4 Účinnost dvojité řetězové kladky	28
4.4.1 Účinnost většího řetězového kola	28
4.4.2 Účinnost menšího řetězového kola	29
4.4.3 Celková účinnost horní kladky	29
4.5 Předběžná tíha břemene	29
4.6 Hmotnost břemene	29
5 Konstrukce kladkostroje	30

5.1	Kladky	30
5.2	Kluzná pouzdra	31
5.3	Čepy kladek	31
5.4	Přidržky	31
5.5	Bočnice	31
5.6	Příčník	32
5.7	Matice háku	32
5.8	Rozpěrný válec	32
5.9	Distanční kroužek	33
5.10	Axiální ložisko	33
5.11	Hák	33
6	Kontrolní výpočet	34
6.1	Hmotnosti součástí kladkostroje	34
6.2	Kontrola řetězu	34
6.3	Kontrola háku kladnice	35
6.3.1	Kontrola dříku na tah	35
6.3.2	Kontrola na otlačení v závitech	36
6.4	Kontrola příčníku	37
6.4.1	Kontrola v řezu I	38
6.4.2	Kontrola v řezu II	39
6.5	Kontrola bočnice	39
6.5.1	Kontrola na tah	40
6.5.2	Kontrola na otlačení	40
6.6	Kontrola čepu	41
6.6.1	Kontrola na ohyb	42
6.6.2	Kontrola na střih	42
7	Parametry kladkostroje	44
7.1	Posouzení samosvornosti	44
7.2	Bezpečnost samosvornosti	44
7.3	Ovládací síly	44
7.3.1	Teoretická síla	44
7.3.2	Skutečná síla	45
7.3.3	Spouštěcí síla	45
7.4	Převodový poměr	45
7.5	Účinnost kladkostroje	45
7.6	Dráha ovládacího řetězu	46



Závěr	47
Seznam použitých zkratk a symbolů	49
Seznam použitých obrázků a tabulek	54
Seznam příloh	55



ÚVOD

Tato bakalářská práce se zabývá návrhem, výpočtem a konstrukcí diferenciálního kladkostroje dle zadání. Ovládání je ruční, zdvihací sílu vyvozuje obsluha. Důležitou vlastností a výhodou tohoto kladkostroje je, při správné konstrukci, samosvornost. Toto umožňuje zastavení zavěšeného břemene během zvedání či spouštění bez dalšího zajištění nebo brzdění. Důvodem méně častého využití je nízká účinnost a efektivnost, při malé dráze zdvihu břemene musí ovládací řetěz, na nějž se vyvozuje zvedací síla, urazit velkou dráhu. Z toho plyne pomalá rychlost zdvihu. Návrh vychází z Westonova kladkostroje, který má jednoduchou konstrukci a patří k nejznámějším. Jeho princip a konstrukce bude popsána v kapitole 2.4. Kladkostroj je svými parametry vhodný pro montážní práce, kdy není nutná častá manipulace s břemenem a vysoká výška zdvihu.

1 CÍLE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

Cílem je návrh samosvorného diferenciálního kladkostroje včetně nosné konstrukce s posouzením mezí bezpečnosti samosvornosti. Výška zdvihu je 5 200mm a nosnost maximální možná vzhledem k síle, kterou může vyvodit jedna osoba. Další cíle jsou:

- provést důležité pevnostní výpočty
- vypracovat řešeršní a technickou zprávu
- nakreslit sestavný výkres zařízení včetně důležitých detailů

2 KLADKOSTROJE

Soustavy pevných a volných kladek spojených lanem nebo řetězem. Účelem je snížení síly potřebné pro zdvih břemene tím, že se rozloží do jednotlivých větví.

2.1 DĚLENÍ KLADKOSTROJŮ

Dle spojovacího a nosného prostředku

- lanové
- řetězové

Dle pohonu

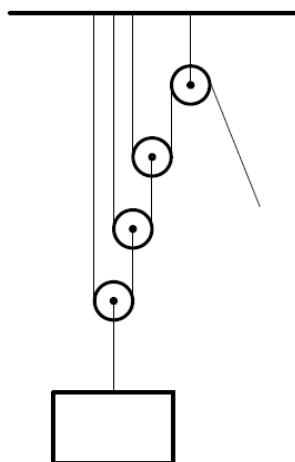
- ruční
- elektrické

Dle konstrukce

- násobné
- se šnekovým převodem
- s čelními koly
- diferenciální

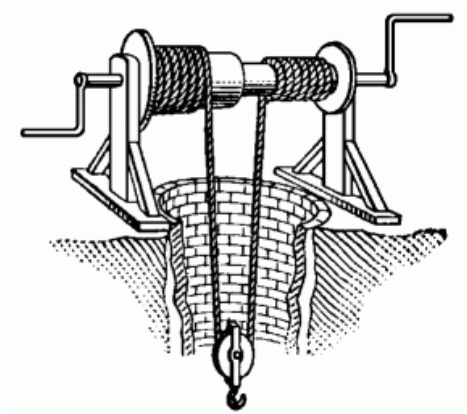
2.2 Vývoj

První částí kladkostroje, které se lidstvo naučilo používat a to již tisíce let před naším letopočtem, bylo lano. Lano umožňovala hýbat s těžkými předměty a vznik megalitických staveb tím, že se dalo změnit působíště síly a využít více osob případně tažná zvířata. Dalším krokem bylo použití kola s drážkou. Nejstarší dochované vyobrazení pevné kladky zachycuje syrský reliéf z roku 870 př. n. l. Skutečný kladkostroj, Archimédův kladkostroj na Obr. 1, sestavil Archimédes ze Syrakus, který žil v období 287 až 212 př. n. l. [7]



Obr. 1: Schéma Archimédova kladkostroje [8]

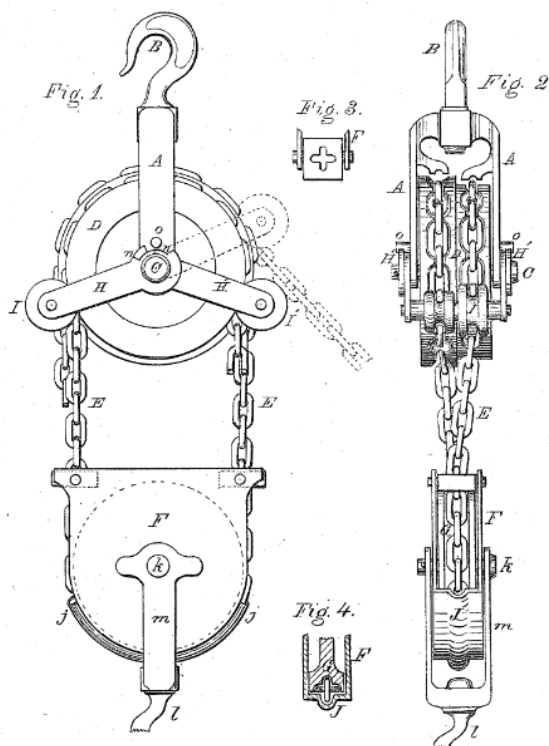
Diferenciální kladkostroj vynalezl v Anglii roku 1854 Thomas A. Weston. Kladkostroj v té době vykazoval velkou nosnost a vysokou bezpečnost. Weston se při své práci inspiroval diferenciálním nebo také čínským rumpálem Obr. 2. [10]



Obr. 2: Diferenciální rumpál [9]

2.3 KONSTRUKCE WESTONOVA DIFERENCIÁLNÍHO KLADKOSTROJE

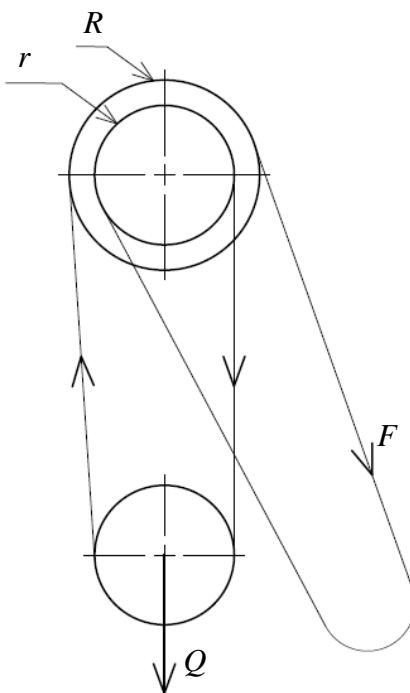
Kladkostroj Obr. 3 má dvě hlavní části, horní a dolní kladnici. Mezi nimi je řetěz, který plní roli tažného i nosného elementu. Horní kladnice se skládá ze dvou pevně spojených řetězových kol. Dolní kladnici tvoří volná kladka a hák na zavěšení břemene.



Obr. 3: Patent Westonova kladkostroje [10]

2.4 PRINCIP

Stejný princip jako má diferenciální rumpál, využívá i diferenciální kladkostroj, který je schematicky znázorněn na Obr. 4. Horní dvojitou kladku tvoří větší kladka poloměru R a menší kladka poloměru r . Větší kladka má oproti menší kladce vyšší počet zubů. Tyto dvě kladky jsou spojeny dohromady v jednu. Zatáhneme-li silou F tak, aby se větší kladka jednou otočila a navinula řetěz o délce $2\pi R$, zároveň se otočí menší kladka a odvine řetěz délky $2\pi r$. Jelikož jsou dva nosné průřezy, tak se břemeno Q zvedne o vzdálenost $\frac{1}{2}(2\pi R - 2\pi r)$. [2]



Obr. 4: Schéma diferenciálního kladkostroje [1]

3 TEORETICKÝ NÁVRH KLADKOSTROJE

Teoretický návrh má určit, na kterých parametrech je nosnost kladkostroje závislá a pak jejich vhodným zvolením dosáhnout maximální nosnosti.

3.1 MAXIMÁLNÍ OVLÁDACÍ SÍLA

Dle zadání má být nosnost maximální možná při obsluze jednou osobou. Norma [6] uvádí sílu pro ovládání ručního řetězového kladkostroje v rozmezí 350 až 550N. Pro maximální nosnost volím 550N.

Teoretická ovládací síla $F_{TO} = 550N$

3.2 TEORETICKÁ ÚČINNOST HORNÍ DVOJITÉ KLADKY

Hodnota účinnosti horní dvojité kladky má zásadní vliv na maximální nosnost kladkostroje. Při návrhu lze použít literaturou doporučenou hodnotu nebo vypočtenou hodnotu.

3.2.1 ZVOLENÁ ÚČINNOST

Dle [1, s.140] je účinnost hnacích řetězových kladek 0,93 až 0,94.

Zvolená účinnost řetězové kladky $\eta_z = 0,935$

3.2.2 VYPOČTENÁ ÚČINNOST

Vztah dle [1, s.146].

$$\eta_v = \frac{D/2}{D/2 + f \cdot d_{\bar{R}} + 2f_{\bar{C}} \cdot r_{\bar{C}}} \quad [-] \quad (3.1)$$

Kde: η_v [-] vypočtená účinnost řetězové kladky

D [mm] roztečný průměr řetězové kladky

$r_{\bar{C}}$ [mm] poloměr čepu kladky

$d_{\bar{R}}$ [mm] průměr článku řetězu

f [-] součinitel kluzného tření

$f_{\bar{C}}$ [-] součinitel čepového tření

Dle [1, s.146] je součinitel čepového tření v rozmezí 0,08 až 0,1 a součinitel kluzného tření 0,2.

Součinitel čepového tření $f_{\bar{C}} = 0,09$

Součinitel kluzného tření $f = 0,2$

3.2.3 CELKOVÁ ÚČINNOST

Horní dvojité kladka se skládá ze dvou řetězových kol. Výsledná celková účinnost dvojité kladky je dána součinem účinností obou řetězových kladek.

$$\eta_c = \eta_{v1} \cdot \eta_{v2} \quad [-] \quad (3.2)$$

Kde: η_c [-] celková účinnost dvojitého kola
 η_{v1} [-] účinnost většího řetězového kola
 η_{v2} [-] účinnost menšího řetězového kola

3.3 ROZTEČNÝ PRŮMĚR ŘETĚZOVÉHO KOLA

Dle [1, s.140].

$$D = \sqrt{\left(\frac{t_{\check{R}}}{\sin \frac{90^\circ}{z}}\right)^2 + \left(\frac{d_{\check{R}}}{\cos \frac{90^\circ}{z}}\right)^2} \quad [\text{mm}] \quad (3.3)$$

Kde: $t_{\check{R}}$ [mm] rozteč řetězu
 z [-] počet zubů řetězového kola

3.4 TEORETICKÁ TÍHA BŘEMENE

Z rovnice dle [1, s.151] lze odvodit.

$$Q_T = \frac{F_{To} \cdot (1 + \eta_c)}{\eta_c \cdot \left(\frac{1}{\eta_c^2} - \frac{D_2}{D_1}\right)} \quad [\text{N}] \quad (3.4)$$

Kde: Q_T [N] max. teoretická tíha břemene, zahrnující hmotnost řetězu a dolní kladnice
 D_1 [mm] roztečný průměr většího řetězového kola horní kladky
 D_2 [mm] roztečný průměr menšího řetězového kola horní kladky

3.5 TEORETICKÁ HMOTNOST BŘEMENE

$$m_T = \frac{Q_T}{g} \quad (3.5)$$

Kde: m_T [kg] teoretická hmotnost břemene zahrnující hmotnosti řetězu a dolní kladnice
 g [ms^{-2}] gravitační zrychlení

3.6 EFEKTIVNOST ZVEDÁNÍ BŘEMENE

Dráhu, kterou musí vykonat ovládací řetěz, aby břemeno dosáhlo požadované výšky zdvihu.

$$s_o = \frac{h_{\max} \cdot \pi D_1}{1/2 \cdot (\pi D_1 - \pi D_2)} \quad (3.6)$$

Kde: h_{\max} [mm] maximální výška zdvihu kladkostroje
 s_o [mm] dráha ovládacího řetězu

3.7 VLIV PARAMETRŮ NA NOSNOST KLADKOSTROJE

Pro výpočet rovnic (3.1), (3.2) a (3.3) je nutné zvolit řetěz a počet zubů řetězových kol.

3.7.1 VOLBA TEORETICKÉHO ŘETĚZU

Z katalogu [12] výrobce JuBo Jeseník s.r.o. volím řetěz viz. Tab. 1.

Tabulka 1: Parametry teoretického řetězu [12]

Číslo výrobku	Název, norma, jakost	Tloušťka d_R [mm]	Rozteč t_R [mm]	Šířka		Hmotnost		Dovolené zatížení	Zatížení	
				Vnitřní	Vnější	kg/m	100 ks		zkušební	trhací
317277780 050.1	břemenový pro zdvihač T8 ISO 3077	$5^{+0,1}_{-0,3}$	$15^{+0,29}$	$6,25^{\min}$	$17^{+0,38}$	$0,52_5$	0,8	800kg	19,6	31,6

3.7.2 VOLBA POČTU ZUBŮ

Rozdíl počtu zubů většího a menšího řetězového kola se dle [3] volí 1 až 2 zuby. Pro větší převodový poměr a větší nosnost je výhodnější rozdíl 1 zub. Pro větší rychlost zdvihu je naopak výhodnější větší rozdíl zubů. Vzhledem k vysoké výšce zdvihu je voleno rozdíl 2 zuby.

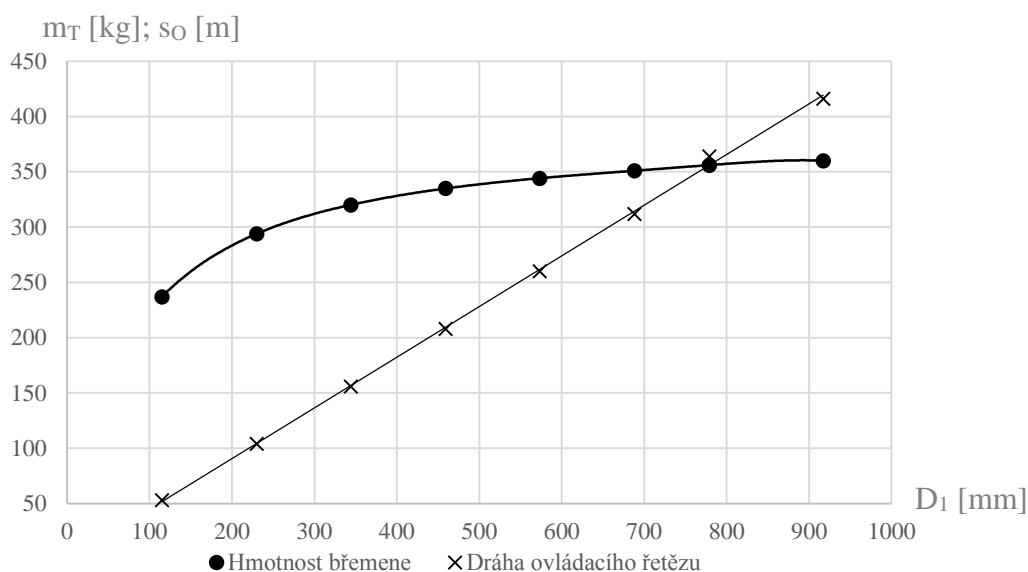
3.7.3 ZÁVISLOST PARAMETRŮ KLADKOSTROJE NA NOSNOSTI PŘI VOLENÉ ÚČINNOSTI

Tab. 2 uvádí vypočtené hodnoty pomocí rovnic (3.2), (3.3), (3.4), (3.5) a (3.6) v závislosti na zvoleném počtu zubů. Účinnost je zde volena dle literatury viz. 3.2.1 a její celková hodnota pro dvojité řetězové kolo je 0,874. Z Tab. 2 vychází Obr. 5. Odtud vyplývá, že větší průměr kladky než 500mm nemá výrazný vliv na zvýšení nosnosti, pouze roste velikost a hmotnost dvojitého řetězového kola. Závislost dráhy ovládacího řetězu pro $h = 5,2\text{m}$ je lineární.

Tabulka 2: Vypočítané hodnoty D_1 , μ_c , s_o a m_T

z_1	z_2	$D_1[\text{mm}]$	$\mu_c [-]$	$m_T [\text{kg}]$	$s_o [\text{m}]$
10	8	115	0,874	237	53
20	18	230	0,874	294	104
30	28	344	0,874	320	156
40	38	459	0,874	335	208
50	48	573	0,874	334	260
60	58	688	0,874	351	312
70	68	779	0,874	356	364
80	78	917	0,874	360	416

Kde: z_1 [-] počet zubů většího řetězového kola
 z_2 [-] počet zubů menšího řetězového kola



Obr. 5: Graf závislosti nosnosti kladkostroje a dráhy ovládacího řetězu na průměru řetězové kladky pro zvolenou účinnost dle literatury

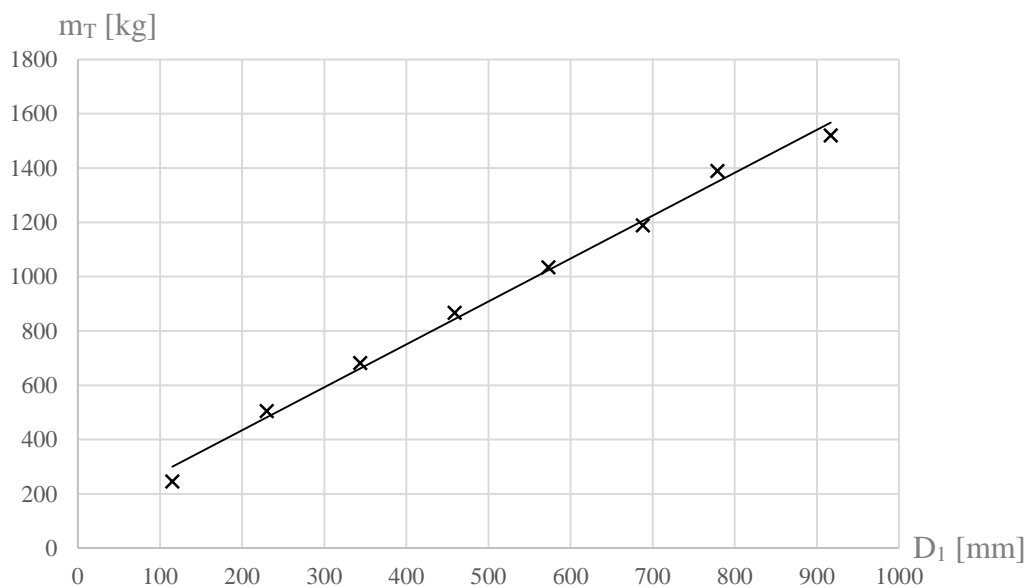
3.7.4 ZÁVISLOST PARAMETRŮ KLADKOSTROJE NA NOSNOSTI PŘI VYPOČTENÉ ÚČINNOSTI

V Tab. 3 jsou vypočtené hodnoty pomocí rovnic (3.1), (3.2), (3.3), (3.4) a (3.5) při volbě počtu zubů a také průměrů čepů dvojitého řetězového kola. Z Tab. 3 vychází Obr. 6. Křivka závislosti nosnosti na průměru řetězové kladky má lineární průběh a vykazuje větší nosnost

kladkostroje oproti křivce grafu se zvolenou účinností. Pro další postup je proto výhodnější vycházet z Tab. 3, jelikož obsahuje přesnější hodnoty. Je však nutné brát v úvahu nepřesnost způsobenou volbou průměrů čepů.

Tabulka 3: Vypočítané hodnoty D_1 , μ_c a m_T

z_1	z_2	D_1 [mm]	r_c [mm]	μ_c [-]	m_T [kg]
10	8	115	12	0,881	246
20	18	230	14	0,941	505
30	28	344	16	0,953	682
40	38	459	18	0,962	867
50	48	573	20	0,967	1035
60	58	688	22	0,971	1189
70	68	779	24	0,974	1389
80	78	917	26	0,976	1520



Obr. 6: Graf závislosti nosnosti kladkostroje na průměru řetězové kladky pro vypočtenou účinnost

Vzhledem k přiměřené velikosti a hmotnosti kladkostroje a také zdvihu kladkostroje volím počet zubů řetězového kola 30 a 28. Dle Tab. 3 očekávám hmotnost břemene okolo 700kg.

Počet zubů většího řetězového kola $z_1 = 30$

Počet zubů menšího řetězového kola $z_2 = 28$

4 VÝPOČET KLDKOSTROJE

4.1 VOLBA ŘETĚZU

Z katalogu [12] výrobce JuBo Jeseník s.r.o. volím svařovaný břemenový řetěz pro zdvihadla T8 ČSN EN 818-7. Parametry řetězu jsou uvedené v Tab. 4.

Horní úchylka rozteče řetězu $\Delta t_{\bar{R}} = 0,25\text{mm}$

Tloušťka článku řetězu $d_{\bar{R}} = 6\text{mm}$

Rozteč řetězu $t_{\bar{R}} = 18\text{mm}$

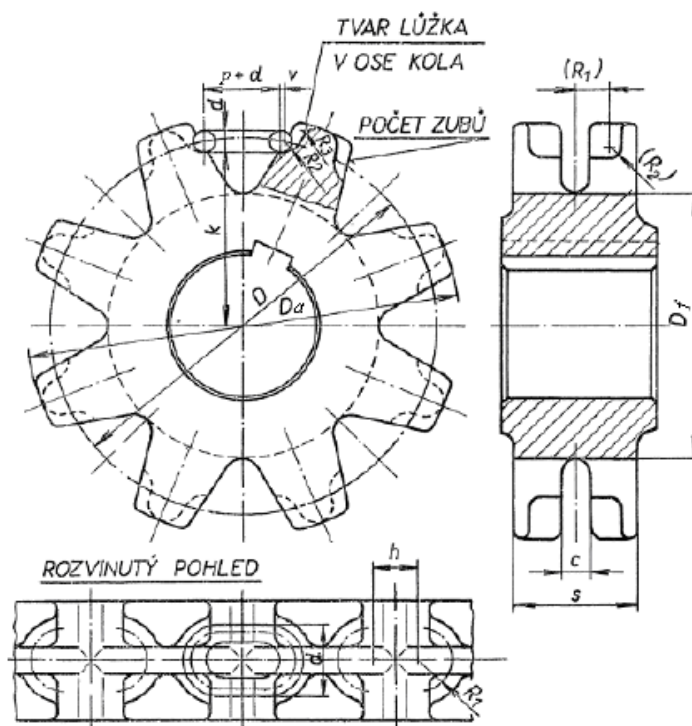
Šířka článku řetězu $b_{\bar{R}} = 20,4\text{mm}$

Tabulka 4: Parametry břemenového řetězu [12]

Číslo výrobku	Název, norma, jakost	Tloušťka $d_{\bar{R}}$ [mm]	Rozteč $t_{\bar{R}}$ [mm]	Šířka		Hmotnost		Dovolené zatížení	Zatížení [kN]	
				Vnitřní	vnější	kg/m	100 ks		zkušební	trhací
317 271 88 0 0601	břemenový pro zdvihadla t8 ČSN EN 818-7	$6^{+0,2}$	$18^{+0,25}_{-0,1}$	$7,2^{\min}$	$20,4^{\max}$	0,8	1,4	1100kg	28,3	45,2

4.2 ROZMĚRY ŘETĚZOVÝCH KOL

Výpočet rozměrů řetězových (Obr. 7) kol je dán normou [5].



Obr. 7: Rozměry řetězových kol [5]

4.2.1 VĚTŠÍ ŘETĚZOVÉ KOLO**Roztečný průměr**

$$D_1 = \sqrt{\left(\frac{t_{\bar{R}}}{\sin \frac{90^\circ}{z_1}}\right)^2 + \left(\frac{d_{\bar{R}}}{\cos \frac{90^\circ}{z_1}}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{18}{\sin \frac{90^\circ}{30}}\right)^2 + \left(\frac{6}{\cos \frac{90^\circ}{30}}\right)^2} \quad (4.1)$$

$$D_1 = 343,98 \text{ mm}$$

Kde: D_1 [mm] roztečný průměr většího řetězového kola

Průměr hlavové kružnice

$$D_{a1} = D_1 + 1,5d_{\bar{R}} = 343,98 + 1,5 \cdot 6 \quad (4.2)$$

$$D_{a1} = 353,98 \text{ mm}$$

Kde: D_{a1} [mm] průměr hlavové kružnice většího řetězového kola

Vzdálenost lůžka od středu kola

$$k_1 = 0,5 \left(t_{\bar{R}} \cdot \cot \frac{90^\circ}{z_1} - d_{\bar{R}} \cdot \tan \frac{90^\circ}{z_1} \right) - 0,5d_{\bar{R}} = 0,5 \left(18 \cdot \cot \frac{90^\circ}{30} - 6 \cdot \tan \frac{90^\circ}{30} \right) - 0,5 \cdot 6 \quad (4.3)$$

$$k_1 = 168,57 \text{ mm}$$

Kde: k_1 [mm] vzdálenost lůžka od středu většího řetězového kola

Dolní průměr drážky

$$D_{f1} = 2k_1 - b_{\bar{R}} = 2 \cdot 168,57 - 20,4 \quad (4.4)$$

$$D_{f1} = 314,94 \text{ mm}$$

Kde: D_{f1} [mm] dolní průměr drážky většího řetězového kola

Vzdálenost středů oblouků lůžka

$$h_1 = t_{\check{R}} + 2d_{\check{R}} - b_{\check{R}} = 18 + 2 \cdot 6 - 20,4 \quad (4.5)$$

$$h_1 = 9,6mm$$

Kde: h_1 [mm] vzdálenost středů oblouků lůžka většího řetězového kola

Vůle v lůžku

$$v_1 = 3\Delta t_{\check{R}} = 3 \cdot 0,25 \quad (4.6)$$

$$v_1 = 0,75mm$$

Kde: v_1 [mm] vůle v lůžku většího řetězového kola

Šířka drážky

$$c_1 = 1,25d_{\check{R}} = 1,25 \cdot 6 \quad (4.7)$$

$$c_1 = 7,5mm$$

Kde: c_1 [mm] šířka drážky většího řetězového kola

Minimální šířka věnce

$$s_{min1} = b_{\check{R}} + (1,2 \div 2)d_{\check{R}} = 20,4 + 1,6 \cdot 6 \quad (4.8)$$

$$s_{min1} = 30mm$$

Kde: s_{min1} [mm] minimální šířka věnce většího řetězového kola

Poloměr oblouků lůžka

$$R_{l1} = 0,5(b_{\check{R}} - d_{\check{R}}) + v_1 = 0,5(20,4 - 6) + 0,75 \quad (4.9)$$

$$R_{l1} = 7,95mm$$

Kde: R_{l1} [mm] poloměr oblouků lůžka většího řetězového kola

Patní poloměr zubů

$$R_{p1} = 0,5d_{\tilde{R}} = 0,5 \cdot 6 \quad (4.10)$$

$$R_{p1} = 3mm$$

Kde: R_{p1} [mm] patní poloměr většího řetězového kola

Hlavový poloměr zubu

$$R_{h1} = \frac{\pi \cdot D_1}{2 \cdot z_1} - (1,5d_{\tilde{R}} - 2v_1) = \frac{\pi \cdot 343,98}{2 \cdot 50} - (1,5 \cdot 6 - 2 \cdot 0,75) \quad (4.11)$$

$$R_{h1} = 2,34mm$$

Kde: R_{h1} [mm] hlavový poloměr zubu většího řetězového kola

4.2.2 MENŠÍ ŘETĚZOVÉ KOLO**Roztečný průměr**

$$D_2 = \sqrt{\left(\frac{t_{\tilde{r}}}{\sin \frac{90^\circ}{z_2}}\right)^2 + \left(\frac{d_{\tilde{r}}}{\cos \frac{90^\circ}{z_2}}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{18}{\sin \frac{90^\circ}{28}}\right)^2 + \left(\frac{6}{\cos \frac{90^\circ}{28}}\right)^2} \quad (4.12)$$

$$D_2 = 321,08mm$$

Kde: D_2 [mm] roztečný průměr menšího řetězového kola

Průměr hlavové kružnice

$$D_{a2} = D_2 + 1,5d_{\tilde{R}} = 321,08 + 1,5 \cdot 6 \quad (4.13)$$

$$D_{a2} = 330,08mm$$

Kde: D_{a2} [mm] průměr hlavové kružnice menšího řetězového kola

Vzdálenost lůžka od středu kola

$$k_2 = 0,5 \left(t_{\check{R}} \cdot \cot \frac{90^\circ}{z_2} - d_{\check{r}} \cdot \tan \frac{90^\circ}{z_2} \right) - 0,5 d_{\check{r}} = 0,5 \left(18 \cdot \cot \frac{90^\circ}{28} - 6 \cdot \tan \frac{90^\circ}{28} \right) - 0,5 \cdot 6 \quad (4.14)$$

$$k_2 = 157,09 \text{ mm}$$

Kde: k_2 [mm] vzdálenost lůžka od středu menšího řetězového kola

Dolní průměr drážky

$$D_{f2} = 2k_2 - b_{\check{R}} = 2 \cdot 277,76 - 20,4 \quad (4.15)$$

$$D_{f2} = 535,12 \text{ mm}$$

Kde: D_{f2} [mm] dolní průměr drážky menšího řetězového kola

Vzdálenost středů oblouků lůžka

$$h_2 = t_{\check{R}} + 2d_{\check{R}} - b_{\check{R}} = 18 + 2 \cdot 6 - 20,4 \quad (4.16)$$

$$h_2 = 9,6 \text{ mm}$$

Kde: h_2 [mm] vzdálenost středů oblouků lůžka menšího řetězového kola

Vůle v lůžku

$$v_2 = 3\Delta t_{\check{R}} = 3 \cdot 0,25 \quad (4.17)$$

$$v_2 = 0,75 \text{ mm}$$

Kde: v_2 [mm] vůle v lůžku menšího řetězového kola

Šířka drážky

$$c_2 = 1,25d_{\check{R}} = 1,25 \cdot 6 \quad (4.18)$$

$$c_2 = 7,5mm$$

Kde: c_2 [mm] šířka drážky menšího řetězového kola

Minimální šířka věnce

$$s_{\min 2} = b_{\check{R}} + (1,2 \div 2)d_{\check{R}} = 20,4 + 1,6 \cdot 6 \quad (4.19)$$

$$s_{\min 2} = 30mm$$

Kde: $s_{\min 2}$ [mm] minimální šířka věnce menšího řetězového kola

Poloměr oblouků lůžka

$$R_{l2} = 0,5(b_{\check{R}} - d_{\check{R}}) + v_2 = 0,5(20,4 - 6) + 0,75 \quad (4.20)$$

$$R_{l2} = 7,95mm$$

Kde: R_{l2} [mm] poloměr oblouků lůžka menšího řetězového kola

Patní poloměr zubů

$$R_{p2} = 0,5d_{\check{R}} = 0,5 \cdot 6 \quad (4.21)$$

$$R_{p2} = 3mm$$

Kde: R_{p2} [mm] patní poloměr menšího řetězového kola

Hlavový poloměr zubu

$$R_{h2} = \frac{\pi \cdot D_2}{2 \cdot z_2} - (1,5d_{\check{R}} - 2v_2) = \frac{\pi \cdot 561,63}{2 \cdot 28} - (1,5 \cdot 6 - 2 \cdot 0,75) \quad (4.22)$$

$$R_{h2} = 2,34mm$$

Kde: R_{h2} [mm] hlavový poloměr zubu menšího řetězového kola

4.3 VÝPOČET DOLNÍ KLADKY

Dolní kladka není řetězová a slouží k vedení řetězu a zavěšení břemene.

Roztečný průměr

Roztečný průměr byl volen přibližně stejný jako roztečný průměr řetězových kol s ohledem na to, aby nedošlo k vypadnutí řetězu v okamžiku, kdy se dostane spodní kladnice těsně pod tu horní.

Roztečný průměr dolní kladky $D_3 = 320mm$

Průměr hlavové kružnice

$$D_{a3} = D_3 + 1,5d_{\dot{R}} = 320 + 1,5 \cdot 6 \quad (4.23)$$

$$D_{a3} = 329mm$$

Kde: D_{a3} [mm] průměr hlavové kružnice dolní kladky

Vzdálenost lůžka od středu kola

Zvoleno přibližně stejně jako k_2 .

Vzdálenost lůžka od středu kola dolní klady $k_3 = 156mm$

Dolní průměr drážky

$$D_{f3} = 2k_3 - b_{\dot{R}} = 2 \cdot 156 - 20,4 \quad (4.24)$$

$$D_{f3} = 291,6mm$$

Kde: D_{f3} [mm] dolní průměr drážky dolní kladky

Šířka drážky

$$c_3 = 1,25d_{\dot{R}} = 1,25 \cdot 6 \quad (4.25)$$

$$c_3 = 7,5mm$$

Kde: c_3 [mm] šířka drážky dolní kladky

Minimální šířka věnce

$$s_{\min 3} = b_{\bar{R}} + (1,2 \div 2)d_{\bar{R}} = 20,4 + 1,6 \cdot 6 \quad (4.26)$$

$$s_{\min 3} = 30mm$$

Kde: $s_{\min 3}$ [mm] minimální šířka věnce dolní kladky

Vůle v lůžku

$$v_3 = 3\Delta t_{\bar{R}} = 3 \cdot 0,25 \quad (4.27)$$

$$v_3 = 0,75mm$$

Kde: v_3 [mm] vůle v lůžku dolní kladky

Poloměr oblouků lůžka

$$R_{l3} = 0,5(b_{\bar{R}} - d_{\bar{R}}) + v_3 = 0,5(20,4 - 6) + 0,75 \quad (4.28)$$

$$R_{l3} = 2,34mm$$

Kde: R_{l3} [mm] poloměr oblouků lůžka dolní kladky

4.4 ÚČINNOST DVOJITÉ ŘETĚZOVÉ Kladky

Postup výpočtu účinnosti je již uveden v kapitole 3.2. Poloměr čepu byl zvolen a jeho kontrola je provedena v kapitole 6.6.

Poloměr čepu kladky $r_{\bar{C}} = 15mm$

4.4.1 ÚČINNOST VĚTŠÍHO ŘETĚZOVÉHO KOLA

Dáno: $f_{\bar{C}} = 0,09$

$$f = 0,2$$

$$\eta_{V1} = \frac{D_1 / 2}{D_1 / 2 + f \cdot d_{\bar{R}} + 2f_{\bar{C}} \cdot r_{\bar{CH}}} = \frac{343,98 / 2}{343,98 / 2 + 0,2 \cdot 6 + 2 \cdot 0,09 \cdot 15} \quad (4.29)$$

$$\eta_{V1} = 0,9778$$

4.4.2 ÚČINNOST MENŠÍHO ŘETĚZOVÉHO KOLA

$$\eta_{V2} = \frac{D_2 / 2}{D_2 / 2 + f \cdot d_{\dot{R}} + 2f_{\dot{C}} \cdot r_{\dot{C}H}} = \frac{321,08 / 2}{321,08 / 2 + 0,2 \cdot 6 + 2 \cdot 0,09 \cdot 15} \quad (4.30)$$

$$\eta_{V2} = 0,9763$$

4.4.3 CELKOVÁ ÚČINNOST HORNÍ KLADKY

$$\eta_C = \eta_{V1} \cdot \eta_{V2} = 0,9778 \cdot 0,9763 \quad (4.31)$$

$$\eta_C = 0,9546$$

4.5 PŘEDBĚŽNÁ TÍHA BŘEMENE

Výpočet je uveden v 3.4. Hodnota zahrnuje hmotnost řetězu, břemene a dolní kladnice.

Dáno: $F_{To} = 550N$

$$Q_T = \frac{F_{To} \cdot (1 + \eta_C)}{\eta_C \cdot \left(\frac{1}{\eta_C^2} - \frac{D_2}{D_1} \right)} = \frac{550N \cdot (1 + 0,9546)}{0,9546 \cdot \left(\frac{1}{0,9546^2} - \frac{321,08}{343,98} \right)} \quad (4.32)$$

$$Q_T = 6871,7N$$

4.6 HMOTNOST BŘEMENE

Hmotnost dolní kladnice včetně všech normalizovaných i nenormalizovaných částí zjištěná pomocí softwaru Autodesk Inventor:

$$M^D = 17,68kg$$

Při zdvihu 5,2m uvažují pro dva nosné řetězy délku řetězu 12m (nejedná se o celkovou délku řetězu). Dle Tab. 4 je hmotnost 1m řetězu 0,8kg, odtud **hmotnost řetězu**:

$$m^{\dot{R}} = 9,6kg$$

Maximální hmotnost břemene:

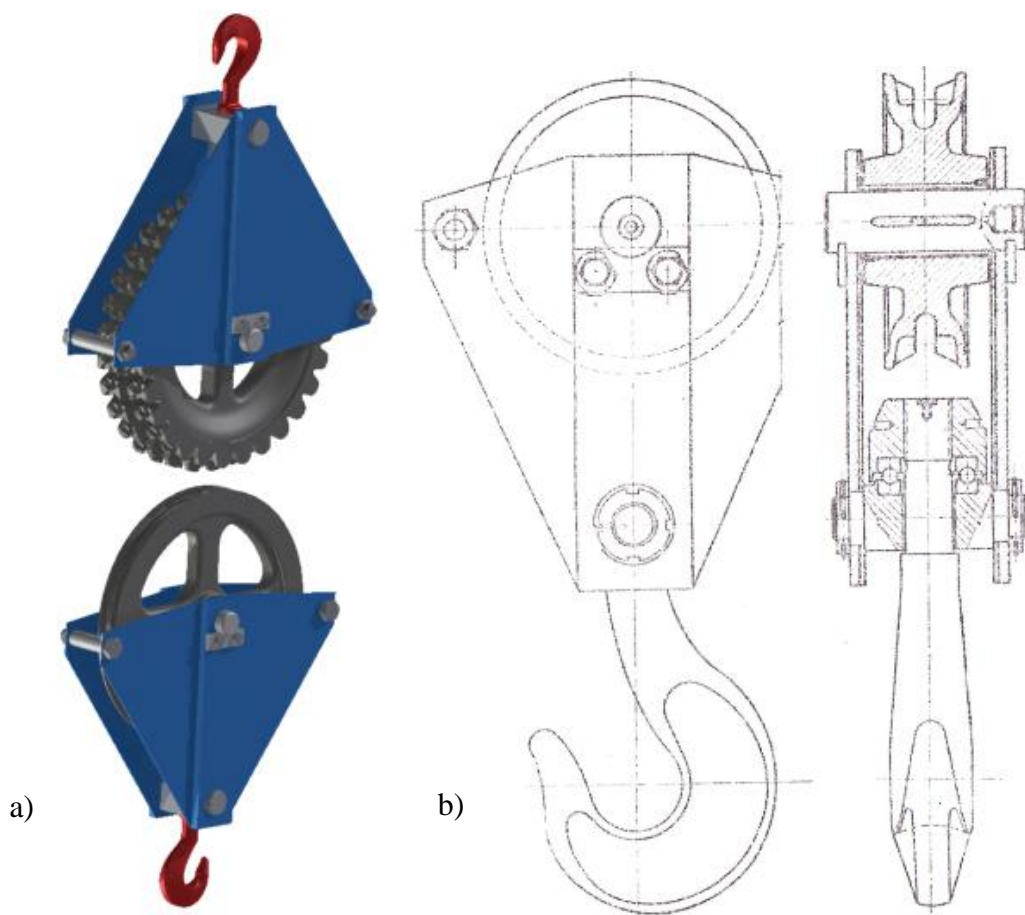
$$m^B = \frac{Q_T}{g} - M^D - m^{\dot{R}} = \frac{6871,7}{9,81} - 17,68 - 9,6 \quad (4.33)$$

$$m^B = 673,2kg$$

voleno $m^B = 670kg$

5 KONSTRUKCE KLADKOSTROJE

Pro návrh vlastního kladkostroje Obr. 8 a) bylo použito konstrukce na Obr. 8b).



Obr. 8: a) Vlastní kladkostroj; b) Konstrukce kladkostroje [1, s.184]

5.1 KLADKY

Jedná se o nejtěžší a nejsložitější části kladkostroje. Vyrobeny jsou odléváním z materiálu 1.0552 (ČSN 42 2650) s následným obrobením stykových ploch (Obr. 9).



Obr. 9: Volná a řetězová kladka

5.2 KLUZNÁ POUZDRA

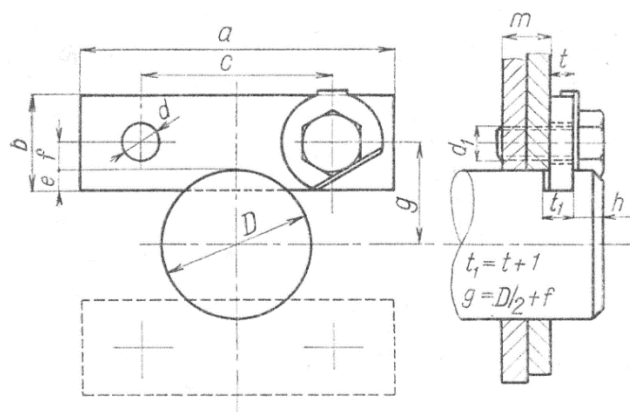
Pouzdra jsou nalisována v kladkách a otočně uložena na čepech. Jsou samomazná a bezúdržbová. Typ pouzdra A30/40x40SB z katalogu [13]. Pro velkou šířku věnce dvojité kladky obsahuje tato kladka pouzdra dvě.

5.3 ČEPY KLADEK

Vyrobeny z polotovaru obráběním. Materiál 1.0070 (ČSN 11 700) volen s ohledem na velikost průměru čepu, který ovlivňuje účinnost kladkostroje.

5.4 PŘÍDRŽKY

Zajišťují čep proti osovému posuvu a otáčení. Rozměry voleny dle [1, s.216]. Připevněny jsou dvěma šrouby ČSN EN ISO 4017 a pojištěny pojistnou podložkou s jazýčkem ČSN 02 1751 viz (Obr. 10). Materiál přídržky 1.0036 (ČSN 11373).



Obr. 10: Přídržka [1, s.215]

5.5 BOČNICE

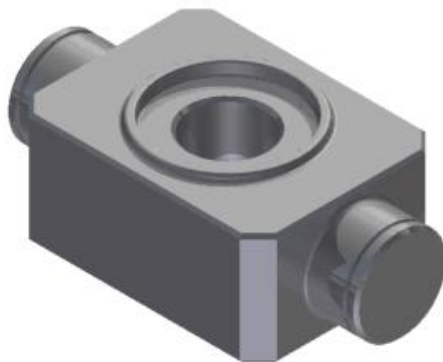
Skládá se z plechu tloušťky 2mm přivařenému k ocelovému pásu tloušťky 10mm viz. Obr. 11. Poté jsou vyvrtány otvory pro čepy a šrouby. Materiál obou dílů je 1.0038 (ČSN 11375).



Obr. 11: Bočnice

5.6 PŘÍČNÍK

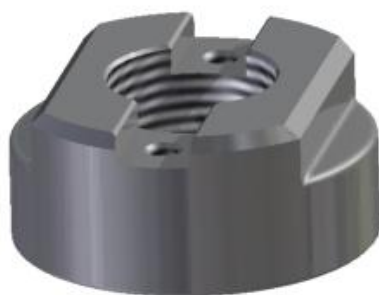
Obr. 12, zajišťuje přenos síly z axiálního ložiska na bočnice a naopak. Vyrobeny jsou třískovým obráběním z normalizovaných polotovarů. Materiál 1.0050 (ČSN 11 500). Bočnice na čepch příčníků jsou pojištěny pojistnými kroužky pro hřídele ČSN 02 2930.



Obr. 12: Horní příčník

5.7 MATICE HÁKU

Kromě přenosu síly zajišťuje ložisko a částečně brání ve vniknutí nečistot do ložiska. Je vyrobena ze stejného materiálu jako hák, legovaná ocel 1.7033 (ČSN 14 141). Na vrchu se nachází drážka pro pojistnou destičku připojenou šrouby ČSN EN ISO 4017 (Obr. 13), tak aby se matice pootáčela s hákem a nedošlo k její uvolnění.



Obr. 13: Matice háku

5.8 ROZPĚRNÝ VÁLEC

Vymezuje vzdálenost bočnic mezi sebou a uvnitř má díru pro šroub M16 ČSN EN ISO 4014, který stahuje bočnice s rozpěrným válcem dohromady. Je vyroben z polotovaru materiálu 1.0038 (ČSN 11375).

5.9 DISTANČNÍ KROUŽEK

Mezi kladkou dolní kladnice a bočnicí jsou dva distanční kroužky zajišťující správnou polohu kladky. Materiál kroužků 1.0036 (ČSN 11373).

5.10 AXIÁLNÍ LOŽISKO

Je použito axiální kuličkové ložisko 51 105 ČSN 02 4730 z katalogu [14]. Ložisko bylo voleno s ohledem na statickou únosnost a průměr dřívku háku.

5.11 HÁK

Pro horní i dolní kladnici je použit jednotný hák 319A – 8719-30 z [15]. Nosnost háku je 3000kg. Na dřívku byl vyroben závit M22x2 a drážka pro pojistnou destičku. Rozměry háku jsou uvedeny na Obr. 14. Při volbě háku byla zohledněna kontrola dřívku háku na tah tak, aby vycházela.



Hák s dřívkem 319A / Shank hook 319A

povrch / finish: červený práškový lak / red powder coated

materiál / mat.: legovaná ocel 34Cr4, jak.70, R_e 600-700MPa / alloy steel G70

Kód Art. No.	A mm	B mm	M mm	E mm	L mm	nosnost WLL t	kg/1ks kg/1pc	ks (pcs)
8719-10	51	74	15	24	127	1,0	0,30	5 / 80
8719-15	57	80	17	26	146	1,5	0,46	5 / 50
8719-20	63,5	92	18,5	28	162	2,0	0,65	2 / 40
8719-30	70	104	22,5	31	176	3,0	0,90	1 / 20

Obr. 14: Parametry háku [15]

6 KONTROLNÍ VÝPOČET

Kontrolní výpočet má za úkol ověřit zvolené konstrukční řešení.

6.1 HMOTNOSTI SOUČÁSTÍ KLADKOSTROJE

Pro další postup výpočtu bude potřeba znát hmotnosti jednotlivých částí, zde je jejich výčet:

Hmotnost horní kladky $m^{HK} = 28,46kg$

Hmotnost horní bočnice $m^{HB} = 2,74kg$

Hmotnost horního příčnicku $m^{HP} = 1,39kg$

Hmotnost háku $m^H = 0,9kg$

Hmotnost horního čepu $m^{HC} = 0,72kg$

Hmotnost kluzného pouzdra $m^{KP} = 0,2kg$

Hmotnost matice háku $m^M = 0,17kg$

Hmotnost horní kladnice $M^H = 37,75kg$ (včetně všech normalizovaných částí)

Hmotnost dolní kladky $m^{DK} = 9,53kg$

Hmotnost dolní bočnice $m^{DB} = 2,36kg$

Hmotnost dolního příčnicku $m^{DP} = 1,04kg$

Hmotnost dolního čepu $m^{DC} = 0,6kg$

Hmotnost dolní kladnice $M^D = 17,68kg$ (včetně všech normalizovaných částí)

Celková hmotnost řetězu $m^{cR} = 19,6kg$ (pro celkovou délku 24m)

Celková hmotnost kladkostroje $M^C = 75,03kg$

6.2 KONTROLA ŘETĚZU

Řetěz je zatěžován vlastní tíhou, tíhou břemene a tíhou dolní kladnice.

Součinitel bezpečnosti je dle [6] pro tento typ zdvihadla 4 až 6:

$$k = 4$$

Zkušební zatížení řetězu, dle Tab. 4:

$$F_{zk}^{\check{R}} = 28,3kN$$

Maximální síla v řetězu:

$$F_{\max}^{\check{R}} = \frac{(m^B + m^D + m^{\check{R}}) \cdot g}{i^{\check{R}}} \cdot k = \frac{(670 + 17,68 + 9,6) \cdot 9,81}{2} \cdot 4 \quad (6.1)$$

$$F_{\max}^{\check{R}} = 13680,6N = 13,7kN$$

Kde: $i^{\check{R}} = 2$ počet nosných průřezů

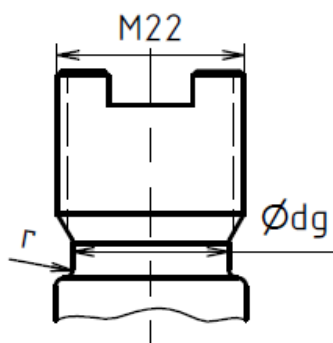
$$F_{\max}^{\check{R}} = 13,7kN < F_{zk}^{\check{R}} = 28,3 \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

6.3 KONTROLA HÁKU Kladnice

Hák je kontrolován na otláčení v závitech a dřík háku na tah. Pro horní i dolní kladnici je použit stejný hák, kontrolován bude horní hák, který je více namáhán.

6.3.1 KONTROLA DŘÍKU NA TAH

Nejkritičtější místo dříku je výběh závitu, proto bude kontrolována tato část.



Obr. 15: Výběh závitu

Rozměry výběhu závit M22, dle [4, s. 390]:

Průměr výběhu závitu háku $d_g^H = 18,4mm$

Poloměr výběhu závitu s háku $r^H = 1mm$

Dovolené napětí háku v tahu:

Hák je vyroben z materiálu s $R_e = 600$ až $700Mpa$. Dle [3, s.26] je dovolené napětí v tahu $\sigma_{DT} = 0,45$ až $0,6 R_e$ a dle [ST, s.38] je součinitel snížení dovoleného napětí pro míjivé zatížení a legovanou ocel $c_{II} = 0,7$.

$$\sigma_{DT}^H = 0,525 R_e \cdot c_{II} = 0,525 \cdot 650 \cdot 0,7 \quad (6.2)$$

$$\sigma_{DT}^H = 238,9MPa$$

Síla působící na horní hák

$$F^H = F_{To} + g \cdot M^C = 550 + 9,81 \cdot 75,03 \quad (6.3)$$

$$F^H = 7854,8N$$

Napětí v tahu horního háku:

$$\sigma_T^H = \frac{F^H}{\pi \cdot \frac{(d_g^{DH})^2}{4}} \cdot \alpha^H = \frac{7854,8}{\pi \cdot \frac{18,4^2}{4}} \cdot 2,65 \quad (6.4)$$

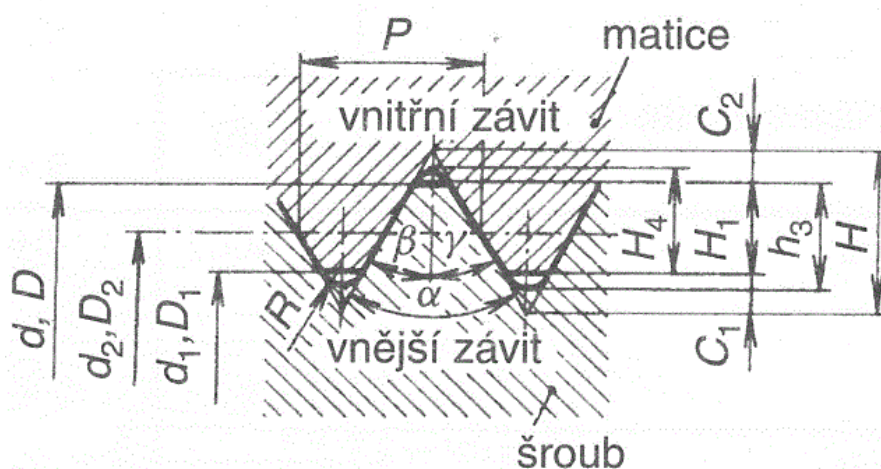
$$\sigma_T^H = 78,3MPa$$

Kde: $\alpha^H = 2,65$ součinitel tvaru háku dle [3, s.1117]

$$\sigma_T^H = 78,3MPa < \sigma_{TD}^H = 238,9MPa \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

6.3.2 KONTROLA NA OTLAČENÍ V ZÁVITECH

Jelikož je šroub i matice ze stejného materiálu, je jedno, pro kterou část se kontrola provede.



Obr. 16: Rozměry závitu [4, s.355]

Rozměry závitu M22 x 2 dle [4, s. 355]:

Velký průměr závitu šroubu háku $d^H = 22mm$

Střední průměr závitu šroubu háku $d_2^H = 20,701mm$

Malý průměr závitu matice háku $d_1^H = 19,835mm$

Počet závitů matice háku $n^H = 8$

Materiál háku ($R_e = 600$ až $700MPa$) svou pevností přibližně odpovídá pevnostní třídě šroubu 8.8 dle ČSN EN ISO 898-1. Dle [3, s. 453], **dovolená hodnota tlaku v závitech:**

$$p_{DZ} = 150MPa$$

Nosná hloubka závitů háku:

$$H^H = \frac{d^H - d_1^H}{2} = \frac{22 - 19,835}{2} \quad (6.5)$$

$$H^H = 1,0825 \text{ mm}$$

Dle [3, s. 427], tlak v závitech háku:

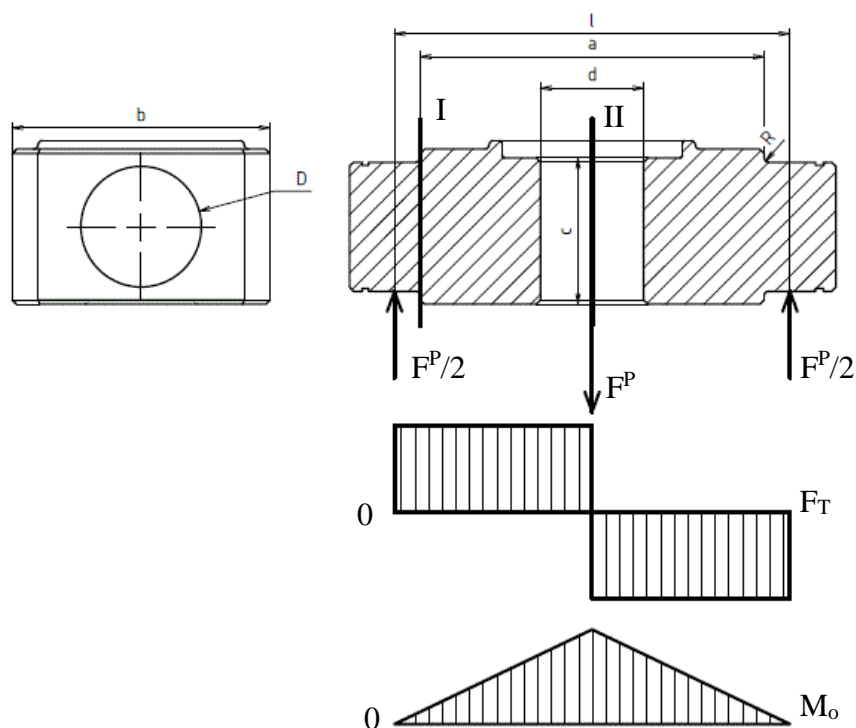
$$p^H = \frac{F^{HK}}{\pi \cdot d_2^H \cdot n^H \cdot H^H} = \frac{7854,8}{\pi \cdot 20,701 \cdot 8 \cdot 1,0825} \quad (6.6)$$

$$p^H = 14,0 \text{ MPa}$$

$$p^H = 14,0 \text{ MPa} < p_{DZ} = 150 \text{ MPa} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

6.4 KONTROLA PŘÍČNÍKU

Kontrola je provedena pro horní příčník, který je více zatěžován a je delší, tudíž na něj bude působit větší ohybový moment. Příčník (Obr. 17) lze převést na nosník zatížený silou uprostřed na dvou podporách. Kritická místa se nacházejí v řezu I a II.



Obr. 17: VVÚ příčníku horní kladnice

Rozměry horního příčnicku:Šířka příčnicku $b^P = 60mm$ Průměr čepu příčnicku $D^P = 30mm$ Poloměr zaoblení příčnicku $R^P = 1mm$ Činná délka příčnicku $l^P = 92mm$ Průměr otvoru příčnicku $d^P = 24mm$ Nosná výška příčnicku $c^P = 34mm$ Délka příčnicku $a^P = 80mm$ **Síla zatěžující horní příčník:**

$$F^P = F_{TO} + g \cdot (M^C - m^H + m^B) = 550 + 9,81 \cdot (75,03 - 0,9 + 670) \quad (6.7)$$

$$F^P = 7849,9N$$

Materiál příčnicku 1.0050 (11 500), mez v kluzu $R_e = 295MPa$. Dle [3, s.26] je dovolené napětí v ohybu $\sigma_{DO} = 0,6$ až $0,75R_e$. Dle [4, s.38] je součinitel snížení napětí pro míjivé zatížení a oceli 11343 až 11500 $c_{II} 0,85$.

Dovolené napětí v ohybu horního příčnicku:

$$\sigma_{DO}^P = 0,675R_e \cdot c_{II} = 0,675 \cdot 295 \cdot 0,85 \quad (6.8)$$

$$\sigma_{DO}^P = 169,3MPa$$

6.4.1 KONTROLA V ŘEZU I**Ohybový moment horního příčnicku v řezu I:**

$$M_{OI}^P = \frac{F^P}{2} \cdot \frac{l^P - a^P}{2} = \frac{7849,9}{2} \cdot \frac{92 - 80}{2} \quad (6.9)$$

$$M_{OI}^P = 23549,7Nmm$$

Průřezový modul v ohybu horního příčnicku v řezu I:

$$W_{OI}^P = \frac{\pi D^{P3}}{32} = \frac{\pi \cdot 30^3}{32} \quad (6.10)$$

$$W_{OI}^P = 2650,7mm^3$$

Napětí v ohybu horního příčnicku v řezu I:

$$\sigma_{OI}^P = \frac{M_{OI}^P}{W_{OI}^P} \cdot \alpha^P = \frac{23549,7}{2650,7} \cdot 2,1 \quad (6.11)$$

$$\sigma_{OI}^P = 18,7MPa$$

Kde: $\alpha^P = 2,1$ součinitel tvaru horního příčnicku, dle [3, s.1115]

$$\sigma_{OI}^P = 18,7MPa < \sigma_{DO}^P = 169,3MPa \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

6.4.2 KONTROLA V ŘEZU II

Ohybový moment horního příčnicku v řezu II:

$$M_{OII}^P = \frac{F^P}{2} \cdot \frac{l^P}{2} = \frac{7849,9}{2} \cdot \frac{92}{2} \quad (6.12)$$

$$M_{OII}^P = 180547,7 \text{ Nmm}$$

Průřezový modul v ohybu horního příčnicku v řezu II:

$$W_{OII}^P = \frac{\frac{b^P c^{P3}}{12} - \frac{d^P c^{P3}}{12}}{c^P / 2} = \frac{\frac{60 \cdot 34^3}{12} - \frac{24 \cdot 34^3}{12}}{34 / 2} \quad (6.13)$$

$$W_{OII}^P = 6936 \text{ mm}^3$$

Napětí v ohybu příčnicku v řezu II:

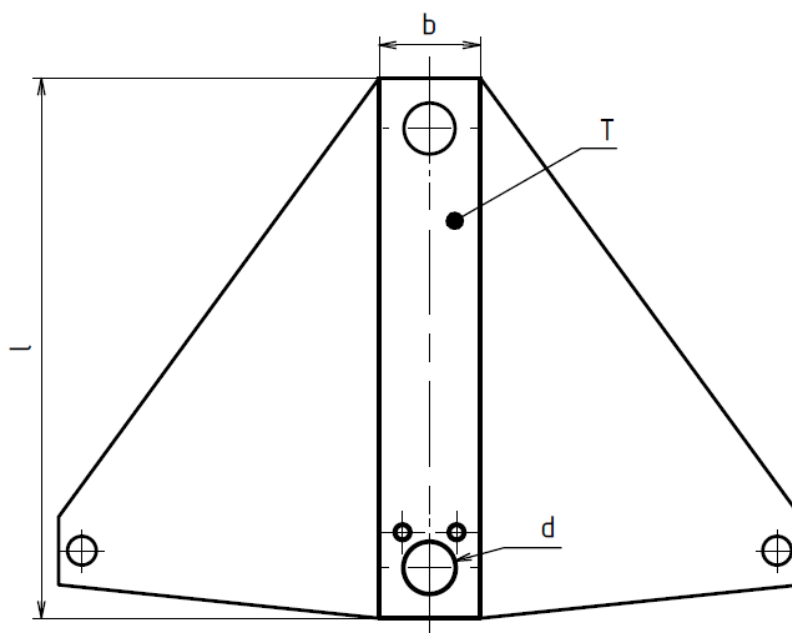
$$\sigma_{OII}^P = \frac{M_{OII}^P}{W_{OII}^P} = \frac{180547,7}{6936} \quad (6.14)$$

$$\sigma_{OII}^P = 26,0 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{OII}^P = 26,0 \text{ MPa} < \sigma_{DO}^P = 169,3 \text{ MPa} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

6.5 KONTROLA BOČNICE

Provádí se na tah a na otláčení. Více namáhána je horní bočnice (Obr. 18), proto bude kontrola provedena pro ní. Kritické místo je otvor pro čep. Dolní i horní kladnice má dvě bočnice.



Obr. 18: Bočnice

Rozměry bočnice:Délka bočnice $l^B = 320mm$ Šířka bočnice $a^B = 60mm$ Tloušťka bočnice $T^B = 12mm$ Průměr otvoru bočnice $d^B = 30mm$ **Síla zatěžující horní bočnici:**

$$F^B = F^P - g \cdot (m^P + m^M) = 7849,9 - 9,81 \cdot (1,39 - 0,17) \quad (6.15)$$

$$F^B = 7834,6N$$

6.5.1 KONTROLA NA TAH

Bočnice je z materiálu 1.0038 (ČSN 11 375), jeho mez v kluzu je $R_e = 235$ MPa. Dle [3, s.26] je dovolené napětí v tahu $\sigma_{DT} = 0,45$ až $0,6 R_e$ a dle [4, s. 38] je součinitel snížení dovoleného napětí pro míjivé zatížení a oceli 11343 až 11500 $c_{II} = 0,85$.

Dovolené napětí horní bočnice v tahu:

$$\sigma_{DT}^B = 0,525 R_e \cdot c_{II} = 0,525 \cdot 235 \cdot 0,85 \quad (6.16)$$

$$\sigma_{DT}^B = 104,9MPa$$

Napětí v tahu horní bočnice:

$$\sigma_T^B = \frac{F^B}{2 \cdot (b^B - d^B) \cdot T^B} \cdot \alpha^B = \frac{7834,6}{2 \cdot (60 - 30) \cdot 12} \cdot 2,18 \quad (6.17)$$

$$\sigma_T^B = 23,7MPa$$

Kde: $\alpha^B = 2,18$ součinitel tvaru horní bočnice, dle [3, s.1113]

$$\sigma_T^B = 23,7MPa < \sigma_{DT}^B = 104,9MPa \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

6.5.2 KONTROLA NA OTLAČENÍ

Dle [3, s. 26], dovolené napětí v otláčení $p_D = 0,9 R_e$, dle [4, s.38] je součinitel snížení napětí pro míjivé zatížení a pro oceli 11343 až 11500 $c_{II} = 0,85$.

Dovolené otláčení horní bočnice:

$$p_D^B = 0,9 \cdot R_e \cdot c_{II} = 0,9 \cdot 235 \cdot 0,85 \quad (6.18)$$

$$p_D^B = 179,8MPa$$

Otlačení horní bočnice:

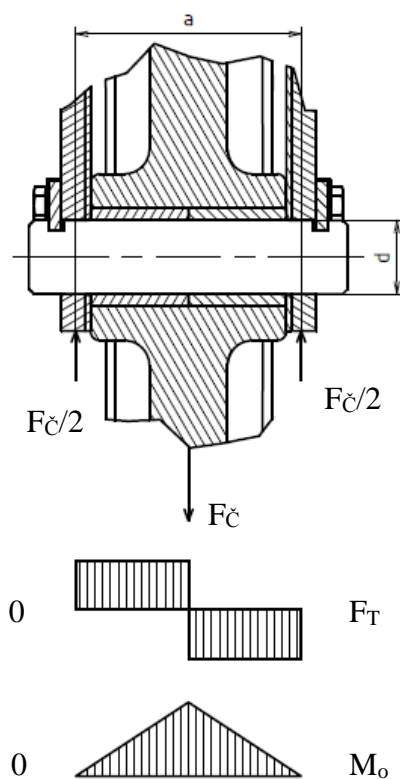
$$p^B = \frac{F^B}{2 \cdot d^B \cdot T^B} = \frac{7834,6}{2 \cdot 30 \cdot 12} \quad (6.19)$$

$$p^B = 10,9 \text{ MPa}$$

$$p^B = 10,9 \text{ MPa} < p_D^B = 179,8 \text{ MPa} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

6.6 KONTROLA ČEPU

Kontrola bude provedena pro horní více namáhaný čep. I přes mírnou nepřesnost lze pro zjednodušení stejně jako u čepu dolní kladky převést silové působení na úlohu nosník o dvou podporách zatížený silou uprostřed (Obr. 19). Maximální hodnota ohybového momentu se nachází uprostřed délky čepu. Provádí se kontrola na ohyb a na střih.



Obr. 19: VVÚ čepu horní kladky

Rozměry horního čepu:

Vzdálenost působení reakcí čepu $a^C = 92 \text{ mm}$

Průměr čepu $d^C = 60 \text{ mm}$

Síla zatěžující horní čep:

$$F^{\check{c}} = F^B - g \cdot 2m^{HB} = 7834,6 - 9,81 \cdot 2 \cdot 2,44 \quad (6.20)$$

$$F^{\check{c}} = 7786,7 N$$

6.6.1 KONTROLA NA OHYB

Materiál čepu je 1.0070 (11 700), mez v kluzu $R_e = 355 \text{ MPa}$. Dle [3, s.26] je dovolené napětí v ohybu $\sigma_{DO} = 0,6 \text{ až } 0,75 R_e$. Dle [4, s.38] je součinitel snížení napětí pro míjivé zatížení a oceli 11600 až 11700 $c_{II} = 0,75$.

Dovolené napětí v ohybu horního čepu:

$$\sigma_{DO}^{\check{c}} = 0,675 R_e \cdot c_{II} = 0,675 \cdot 355 \cdot 0,75 \quad (6.21)$$

$$\sigma_{DO}^{\check{c}} = 203,7 \text{ MPa}$$

Ohybový moment působící na horní čep:

$$M_o^{\check{c}} = \frac{F^{\check{c}}}{2} \cdot \frac{l^{\check{c}}}{2} = \frac{7786,7}{2} \cdot \frac{92}{2} \quad (6.21)$$

$$M_o^{\check{c}} = 179094,1 \text{ Nmm}$$

Průřezový modul v ohybu čepu:

$$W_o^{\check{c}} = \frac{\pi d^{\check{c}3}}{32} = \frac{\pi \cdot 30^3}{32} \quad (6.22)$$

$$W_o^{\check{c}} = 2650,7 \text{ mm}^3$$

Napětí v ohybu čepu:

$$\sigma_o^{\check{c}} = \frac{M_o^{\check{c}}}{W_o^{\check{c}}} = \frac{179094,1}{2650,7} \quad (6.23)$$

$$\sigma_o^{\check{c}} = 67,6 \text{ MPa}$$

$$\sigma_o^{\check{c}} = 67,6 \text{ MPa} < \sigma_{DO}^{\check{c}} = 203,7 \text{ MPa} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

6.6.2 KONTROLA NA STŘIH

Dle [3, s. 26] je dovolené smykové napětí $\tau_D = 0,40 R_e$. Dle [4, s.38] je součinitel snížení napětí pro míjivé zatížení a pro oceli 11600 až 11700 $c_{II} = 0,75$.

Dovolené smykové napětí čepu:

$$\tau_D^{\check{c}} = 0,4 R_e \cdot c_{II} = 0,4 \cdot 355 \cdot 0,75 \quad (6.24)$$

$$\tau_D^{\check{c}} = 106,5 \text{ MPa}$$

Smykové napětí čepu:

$$\tau^{\check{c}} = \frac{F^{\check{c}}}{2 \cdot \frac{\pi \cdot d^{\check{c}2}}{4}} = \frac{7786,7}{2 \cdot \frac{\pi \cdot 30^2}{4}} \quad (6.25)$$

$$\tau^{\check{c}} = 5,5 MPa$$

$$\tau^{\check{c}} = 5,5 MPa < \tau_D^{\check{c}} = 106,5 MPa \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

7 PARAMETRY KLADKOSTROJE

Tato kapitola obsahuje výpočet parametrů navrženého kladkostroje.

7.1 POSOUZENÍ SAMOSVORNOSTI

Podmínka samosvornosti dle [2]:

$$\eta^{c^2} \leq \frac{z_2}{z_1} \quad (7.1)$$

$$\eta^{c^2} = 0,9546^2 = 0,9113$$

$$\frac{z_2}{z_1} = \frac{28}{30} = 0,9333$$

$$\eta^{c^2} = 0,9113 < \frac{z_2}{z_1} = 0,9333 \Rightarrow \text{podmínka splněna}$$

7.2 BEZPEČNOST SAMOSVORNOSTI

$$k_s = \frac{\frac{z_2}{z_1}}{\eta^{c^2}} = \frac{\frac{28}{30}}{0,9546^2} \quad (7.2)$$

$$k_s = 1,024$$

Bezpečnost samosvornosti není příliš vysoká. Zvýšení hodnoty by znamenalo větší ztráty třením (větší ovládací síla) nebo větší počet zubů, případně rozdíl zubů větší a menší kladky roven jedné (větší převodový poměr, větší únosnost, menší rychlost zdvihu).

7.3 OVLÁDACÍ SÍLY

Síly potřebné pro manipulaci s břemenem.

7.3.1 TEORETICKÁ SÍLA

Síla potřebná pro zdvih břemene maximální hmotnosti při zanedbání pasivních odporů.

Teoretická zvedací síla, dle [1, s.151]:

$$F_T = \frac{g \cdot m^B}{2} \cdot \left(1 - \frac{D_2}{D_1}\right) = \frac{9,81 \cdot 760}{2} \cdot \left(1 - \frac{321,08}{343,98}\right) \quad (7.3)$$

$$F_T = 218,8N$$

7.3.2 SKUTEČNÁ SÍLA

Potřebná síla pro zdvih břemene maximální hmotnosti při zachování pasivních odporů.

Zvedací síla, dle [1, s.151]:

$$F_Z = \frac{g \cdot m^B \cdot \eta^C}{1 + \eta^C} \cdot \left(\frac{1}{\eta^{C^2}} - \frac{D_2}{D_1} \right) = \frac{9,81 \cdot 670 \cdot 0,9546}{1 + 0,9546} \cdot \left(\frac{1}{0,9546^2} - \frac{321,08}{343,98} \right) \quad (7.4)$$

$$F_Z = 526,3N$$

7.3.3 SPOUŠTĚCÍ SÍLA

Potřebná síla pro spouštění břemene.

Spouštěcí síla, dle [1, s.152]:

$$F_S = \frac{g \cdot m^B \cdot \eta^C}{1 + \eta^C} \cdot \left(\frac{1}{\eta^{C^2}} - \frac{D_1}{D_2} \right) = \frac{9,81 \cdot 670 \cdot 0,9546}{1 + 0,9546} \cdot \left(\frac{1}{0,9546^2} - \frac{343,98}{321,08} \right) \quad (7.5)$$

$$F_S = 83,7N$$

7.4 PŘEVODOVÝ POMĚR

Je dán podílem tíhy zvedaného břemene a ovládací síle.

Převodový poměr kladkostroje, dle [2]:

$$i_K = \frac{g \cdot m^B}{F_Z} = \frac{9,81 \cdot 670}{526,3} \quad (7.6)$$

$$i_K = 12,5$$

7.5 ÚČINNOST KLDKOSTROJE

Podíl teoretické zvedací síly a skutečné zvedací síly.

Účinnost kladkostroje:

$$\eta_K = \frac{F_T}{F_Z} = \frac{218,8}{526,3} \quad (7.7)$$

$$\eta_K = 0,42$$

7.6 DRÁHA OVLÁDACÍHO ŘETĚZU

Dráha ovládacího řetězu o kterou musí obsluha zatáhnout, aby se břemeno zvedlo o zadaný maximální zdvih 5200mm.

Dráha ovládacího řetězu dle rovnice (3.6):

$$s_o = \frac{h_{\max} \cdot \pi D_1}{1/2 \cdot (\pi D_1 - \pi D_2)} = \frac{5200 \cdot \pi \cdot 343,98}{1/2 \cdot (\pi \cdot 343,98 - \pi \cdot 321,08)}$$

$$s_o = 156217,9 \text{ mm} = 156,2 \text{ m}$$

Při návrhu kladkostroje by bylo vhodné zohlednit četnost zvedání a také univerzálnost kladkostroje, ne vždy je potřeba využít maximální výšku zdvihu.

ZÁVĚR

V úvodu byl proveden rozbor zadání, z kterého byla vybrána přibližná hmotnost břemene. Následoval výpočet kladkostroje, návrh konstrukce a kontrola zvolené konstrukce. V poslední kapitole byl proveden výpočet parametrů kladkostroje a kontrola samosvornosti. Součástí práce je sestavný výkres kladkostroje.

Kladkostroj byl navrhován pro maximální nosnost. Ta je závislá:

- na průměrech řetězových kladek - čím větší průměr, tím větší účinnost a nosnost
- velikosti čepového tření, je vhodné volit průměr čepu co nejmenší
- rozdíl zubů řetězové kladky, menší rozdíl se projeví na větším převodovém poměru

Proti tomuto požadavku je nutné brát v úvahu rychlost zvedání břemene, která s rostoucí nosností, převodovým poměrem klesá.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] REMTA, F., KUPKA, L. *Jeřáby: 1. díl*. První vydání. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1956.
- [2] MALÁŠEK, J. *Dopravní a manipulační zařízení*. Skripta. [elektronické vydání]. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010.
- [3] SHIGLEY, J., MISCHKE, CH., BUNDYNAS, R. *Konstruování strojních součástí*. První vydání. Brno: VUTIUUM, 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [4] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 4., dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2008. ISBN 978-80-7361-051-7.
- [5] ČSN ISO 01 4805. Řetězová kola pro svařované řetězy: kalibrované krátkočlánkové a dlouhočlánkové – Výpočet a konstrukce profilů zubů. Praha: Úřad pro normalizaci a měření, 1969. 9s.
- [6] ČSN EN 13157+A1. Jeřáby – Bezpečnost – Ručně poháněné jeřáby. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2010.
- [7] KLAPETEK, M. *Dějiny a filosofie techniky*. Skripta. [elektronické vydání]. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2007. Dostupné z: <http://milan.klapetek.cz/uploads/de/D%C4%9Bjiny%20a%20Filozofie%20techniky.pdf>
- [8] Techmánie [online]. 2016 [cit. 2016-05-24]. Dostupné z: <http://edu.techmania.cz/cs/veda-v-pozadi/771>
- [9] Lhup [online]. 2016 [cit. 2016-05-24]. Dostupné z: <https://www.lhup.edu/~dsimanek/scenario/labman1/machines.htm>
- [10] Makezine [online]. 2016 [cit. 2016-05-24]. Dostupné z: <http://makezine.com/projects/make-25/the-chinese-windlass/>
- [11] Differential Pulleys [patent]. T. A. Weston, US134337. Uděleno Dec 24, 1872. Dostupné z: <http://www.google.com/patents/US134337>
- [12] Řetězárna a.s. [online]. 2016 [cit. 2016-05-24]. Dostupné z: http://www.jubo.cz/underwood/download/files/Delkove_retezy.pdf
- [13] MIDOL. *Kluzná pouzdra*. 2016 [cit. 2016-05-24]. Dostupné z: <http://tempwebmiumusersrecovery.blob.core.windows.net/users/113792/assets/aad7348fe97b7fc0e484ddd66245daa2/slinutybronz.pdf>
- [14] ZKL. *Axiální ložiska* 2016 [cit. 2016-05-24]. Dostupné z: <http://www.zkl.cz/cs/cat/2013/sdtbb>
- [15] Metal Trade. Hák s dříkem 319A. 2016 [cit. 2016-05-24] Dostupné z: <http://www.metal-trade.cz/cs/eshop/item/472-hak-s-drikem-319a>

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a^B	[mm]	šířka bočnice
$a^{\dot{C}}$	[mm]	vzdálenost působišti reakcí čepu
a^P	[mm]	délka příčnicku
b^P	[mm]	šířka příčnicku
$b_{\dot{R}}$	[mm]	šířka článku řetězu
c^P	[mm]	nosná výška příčnicku
c_1	[mm]	šířka drážky většího řetězového kola
c_2	[mm]	šířka drážky menšího řetězového kola
c_3	[mm]	šířka drážky dolní kladky
c_{II}	[-]	součinitel míjivého zatížení
d^B	[mm]	průměr otvoru čepu
$d^{\dot{C}}$	[mm]	průměr čepu
d^H	[mm]	velký průměr závitu šroubu háku
d_1^H	[mm]	malý průměr závitu matice háku
d_2^H	[mm]	střední průměr závitu šroubu háku
d_g^H	[mm]	průměr výběhu závitu háku
$d_{\dot{R}}$	[mm]	tloušťka článku řetězu
d^P	[mm]	průměr otvoru příčnicku
D	[mm]	roztečný průměr řetězové kladky
D_{a1}	[mm]	průměr hlavové kružnice většího řetězového kola
D_{a2}	[mm]	průměr hlavové kružnice menšího řetězového kola
D_{a3}	[mm]	průměr hlavové kružnice dolní kladky
D_{f1}	[mm]	dolní průměr drážky většího řetězového kola
D_{f2}	[mm]	dolní průměr drážky menšího řetězového kola
D_{f3}	[mm]	dolní průměr drážky dolní kladky
D^P	[mm]	průměr čepu příčnicku
D_1	[mm]	roztečný průměr většího řetězového kola horní kladky
D_2	[mm]	roztečný průměr menšího řetězového kola horní kladky
D_3	[mm]	roztečný průměr dolní kladky
f	[-]	součinitel kluzného tření
$f_{\dot{C}}$	[-]	součinitel čepového tření

F^B	[N]	síla zatěžující horní bočnice
$F^{\check{C}}$	[N]	síla zatěžující horní čep
F^H	[N]	síla působící na horní hák
F^P	[N]	síla zatěžující horní příčník
F_S	[N]	spouštěcí síla
F_T	[N]	teoretická zvedací síla
F_{TO}	[N]	teoretická ovládací síla
F_Z	[N]	zvedací síla
$F_{\max}^{\check{R}}$	[N]	maximální síla v řetězu
$F_{zk}^{\check{R}}$	[N]	zkušební zatížení řetězu
g	[ms ⁻²]	gravitační zrychlení
h_1	[mm]	vzdálenost středů oblouků lůžka většího řetězového kola
h_2	[mm]	vzdálenost středů oblouků lůžka menšího ř. kola
h_{\max}	[mm]	maximální výška zdvihu kladkostroje
H^H	[mm]	nosná hloubka závitu háku
i_K	[-]	převodový poměr kladkostroje
$i^{\check{R}}$	[-]	počet nosných průřezů
k	[-]	součinitel bezpečnosti
k_S	[-]	bezpečnost samosvornosti
k_1	[mm]	vzdálenost lůžka od středu většího řetězového kola
k_2	[mm]	vzdálenost lůžka od středu menšího řetězového kola
k_3	[mm]	vzdálenost lůžka od středu kola dolní kladky
l^B	[mm]	délka bočnice
l^P	[mm]	činná délka příčníku
m^B	[kg]	hmotnost břemene
$m^{\check{C}\check{R}}$	[kg]	celková hmotnost řetězu
m^{DB}	[kg]	hmotnost dolní bočnice
$m^{D\check{C}}$	[kg]	hmotnost dolního čepu
m^{DK}	[kg]	hmotnost dolní kladky
m^{DP}	[kg]	hmotnost dolního příčníku
m^H	[kg]	hmotnost háku
m^{HB}	[kg]	hmotnost horní bočnice
$m^{H\check{C}}$	[kg]	hmotnost horního čepu

m^{HK}	[kg]	hmotnost horní kladky
m^{HP}	[kg]	hmotnost horního příčnicku
m^{KP}	[kg]	hmotnost kluzného pouzdra
$m^{\dot{R}}$	[kg]	hmotnost řetězu
m_T	[kg]	teoretická hmotnost břemene
M^C	[kg]	celková hmotnost kladkostroje
M^D	[kg]	hmotnost dolní kladnice
M^H	[kg]	hmotnost horní kladnice
$M_O^{\dot{C}}$	[Nmm]	ohybový moment horního čepu
M_{OI}^P	[Nmm]	ohybový moment horního příčnicku v řezu I
M_{OII}^P	[Nmm]	ohybový moment horního příčnicku v řezu II
n^H	[-]	počet závitů matice háku
p^B	[MPa]	otlačení horní bočnice
p_D^B	[MPa]	dovolené napětí v otlačení horní bočnice
p_D	[MPa]	dovolené napětí v otlačení
p^H	[MPa]	tlak v závitech háku
p_{DZ}	[MPa]	dovolená hodnota tlaku v závitech
Q_T	[N]	maximální teoretická tíha břemene
r^H	[N]	poloměr výběhu závitu s háku
$r_{\dot{C}}$	[mm]	poloměr čepu kladky
R_e	[MPa]	mez v kluzu
R_{h1}	[mm]	hlavový poloměr zubu většího řetězového kola
R_{h2}	[mm]	hlavový poloměr zubu menšího řetězového kola
R_{l1}	[mm]	poloměr oblouků lůžka většího řetězového kola
R_{l2}	[mm]	poloměr oblouků lůžka menšího řetězového kola
R_{l3}	[mm]	poloměr oblouků lůžka dolní kladky
R_{p1}	[mm]	patní poloměr většího řetězového kola
R_{p2}	[mm]	patní poloměr menšího řetězového kola
R^P	[mm]	poloměr zaoblení příčnicku
$s_{\min 1}$	[mm]	minimální šířka věnce většího řetězového kola
$s_{\min 2}$	[mm]	minimální šířka věnce menšího řetězového kola
$s_{\min 3}$	[mm]	minimální šířka věnce dolní kladky
s_O	[mm]	dráha ovládacího řetězu

$t_{\dot{R}}$	[mm]	rozteč řetězu
T^B	[mm]	tloušťka bočnice
v_1	[mm]	vůle v lůžku většího řetězového kola
v_2	[mm]	vůle v lůžku menšího řetězového kola
v_3	[mm]	vůle v lůžku dolní kladky
$W_o^{\dot{C}}$	[mm ³]	průřezový modul v ohybu horního čepu
W_{OI}^P	[mm ³]	průřezový modul v ohybu horního příčnicku v řezu I
W_{OII}^P	[mm ³]	průřezový modul v ohybu horního příčnicku v řezu II
z	[-]	počet zubů řetězového kola
z_1	[-]	počet zubů většího řetězového kola
z_2	[-]	počet zubů menšího řetězového kola
α^B	[-]	součinitel tvaru horní bočnice
α^H	[-]	součinitel tvaru háku
α^P	[-]	součinitel tvaru horního příčnicku
$\Delta t_{\dot{R}}$	[mm]	horní úchylka rozteče řetězu
η_C	[-]	celková účinnost dvojitého kola
η_K	[-]	účinnost kladkostroje
η_V	[-]	vypočtená účinnost řetězové kladky
η_{V1}	[-]	účinnost většího řetězového kola
η_{V2}	[-]	účinnost menšího řetězového kola
η_Z	[-]	zvolená účinnost řetězové kladky
$\sigma_{DO}^{\dot{C}}$	[MPa]	dovolené napětí v ohybu horního čepu
σ_{DT}^B	[MPa]	dovolené napětí v tahu horní bočnice v tahu
σ_{DT}^H	[MPa]	dovolené napětí háku v tahu
σ_{DO}^P	[MPa]	dovolené napětí v ohybu horního příčnicku
$\sigma_o^{\dot{C}}$	[MPa]	napětí v ohybu horního čepu
σ_{OI}^P	[MPa]	napětí v ohybu horního příčnicku v řezu I
σ_{OII}^P	[MPa]	napětí v ohybu horního příčnicku v řezu II
σ_T^B	[MPa]	napětí v tahu horní bočnice
σ_T^H	[MPa]	napětí v tahu horního háku
σ_{DT}	[MPa]	dovolené napětí v tahu
$\tau^{\dot{C}}$	[MPa]	smykové napětí čepu

τ_D	[MPa]	dovolené smykové napětí
$\tau_D^{\check{c}}$	[MPa]	dovolené smykové napětí čepu

SEZNAM POUŽITÝCH OBRÁZKŮ A TABULEK

Obr. 1: Schéma Archimédova kladkostroje [8]	13
Obr. 2: Diferenciální rumpál [9]	14
Obr. 3: Patent Westonova kladkostroje [11]	14
Obr. 4: Schéma diferenciálního kladkostroje [1]	15
Obr. 5: Graf závislosti nosnosti kladkostroje na průměru řetězové kladky pro zvolenou účinnost dle literatury	19
Obr. 6: Graf závislosti nosnosti kladkostroje na průměru řetězové kladky kladky pro vypočtenou účinnost	20
Obr. 7: Rozměry řetězových kol [8]	21
Obr. 8: a) Vlastní kladkostroj; b) Konstrukce kladkostroje [1, s.184]	31
Obr. 9: Volná a řetězová kladka	31
Obr. 10: Přídržka [1, s.215]	32
Obr. 11: Bočnice	32
Obr. 12: Horní příčník	33
Obr. 13: Matice háku	33
Obr. 14: Parametry háku [15]	34
Obr. 15: Výběh závitu	36
Obr. 16: Rozměry závitu [4, s.355]	37
Obr. 17: VVÚ příčníku horní kladnice	38
Obr. 18: Bočnice	40
Obr. 19: VVÚ čepu horní kladky	42
Tabulka 1: Parametry teoretického řetězu [12]	18
Tabulka 2: Vypočítané hodnoty D_1 , μ_C , s_0 a m_T	19
Tabulka 3: Vypočítané hodnoty D_1 , μ_C a m_T	20
Tabulka 4: Parametry břemenového řetězu [12]	21



SEZNAM PŘÍLOH

Příloha č. 1: Výkres sestavy 25/5/2016-DK-A0